LUCRAREA 8

TRANSMISII PRIN LANȚURI

1. Scopul lucrării

Restabilirea elementelor geometrice pentru o transmisie prin lanțuri. Verificarea transmisiei prin lanț.

2. Elemente teoretice

O transmisie prin lanț se compune din lanțul propriuzis, figura 1, roțile de lanț, dispozitive de întindere, dispozitive de ungere şi carcase sau apărători de protecție.

2.1. Lanțul cu bolțuri, bucşe şi role

Lanțul este format din zale, articulate între ele, figura 1, care îi asigură flexibilitatea necesară pentru înfăşurarea pe roțile de lanț, figura 2. Elementele componente ale unui lanț cu role şi zale scurte sunt: eclisa exterioară *1*, eclisa interioară *2*, bolțul *3*, bucşa *4* şi rola *5*. Pasul *p*, figura 1, este elementul principal care stabileşte proporțiile dimensionale ale componentelor lanțului.

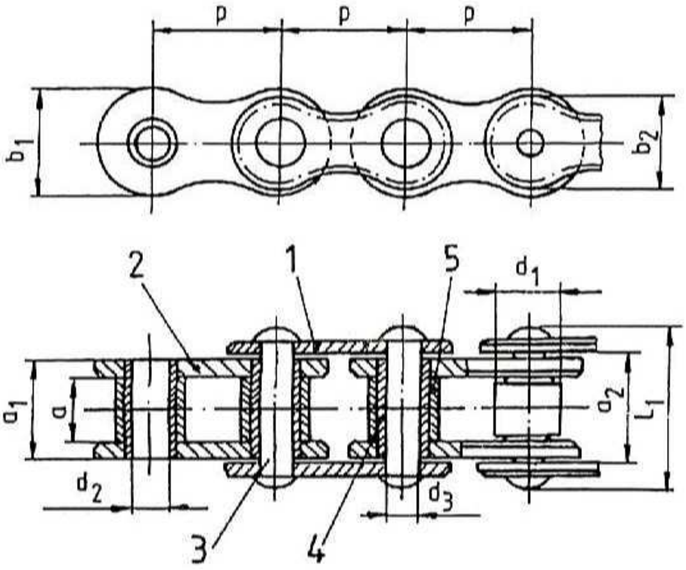


Fig. 1 *Geometria lanțului cu role şi zale scurte*

Pasul este normalizat, în milimetri sau în țoli (inch, 1" = 25,4 mm). Acest tip de lanț se realizează cu un singur sau cu două (trei) rânduri de zale. Elementele geometrice ale lanțului sunt: distanța între eclisele interioare *a*, distanța peste eclisele interioare a_1, distanța între eclisele exterioare a_2, lățimea eclisei exterioare b_1, lățimea eclisei interioare b_2, diametrul exterior al rolei d_1, diametrul interior al bucşei d_2, diametrul bolțului d_3, lungimea finală a bolțului L_1 şi pasul *p*.

2.2. Roata de lanț

Pentru roata de lanț dimensiunile caracteristice sunt prezentate în figura 2. Pasul *p* şi numărul de dinți z determină valoarea diametrului de divizare definit ca locul geometric al centrelor rolelor lanțului înfăşurat pe roata de lanț.

$$D_d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180°}{z}\right)}; \qquad D_i = D_d - d_1 \qquad (1)$$

Forma profilului dintelui roții de lanț este realizată din arce de cerc, figura 2, fară a fi optimizată geometric în sensul egalizării vectorilor viteză pentru punctele în contact de pe dintele roții şi rola cilindrică a lanțului. *Semiunghiul dintre flancurile dintelui roții de lanț:*

$$\gamma_{max} = 35° - \frac{120°}{z}, \qquad \gamma_{min} = 17° - \frac{64°}{z} \qquad (2)$$

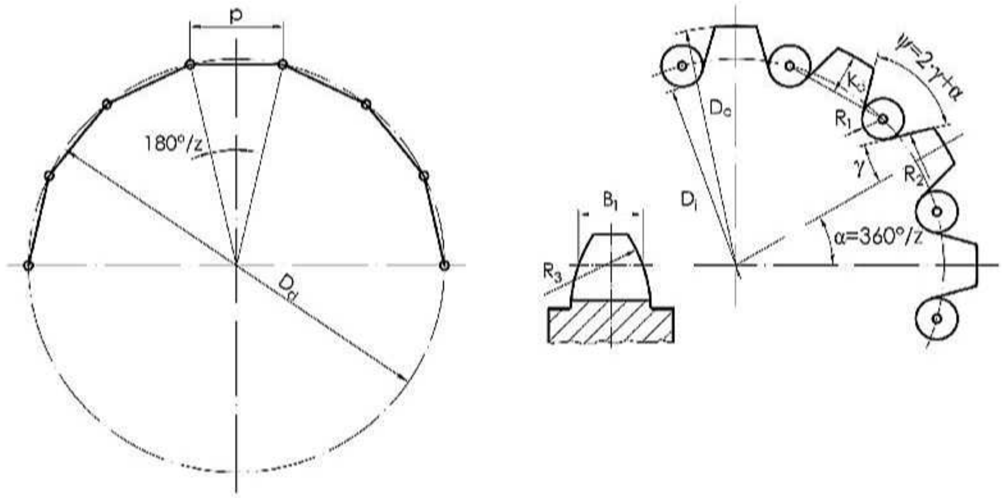


Fig. 2 *Forma constructivă a roții de lanț*

Diametrul de cap, minim și maxim, al roții de lanț:

$$D_{e\,min} = D_d + p \cdot \left(1 - \frac{1{,}6}{z}\right) - d_1\ ;\ D_{e\,max} = D_d + 1{,}25 \cdot p - d_1 \qquad (3)$$

Înălțimea dintelui roții de lanț:

$$K_{d\,min} = 0{,}5 \cdot (p - d_1);\ K_{d\,max} = p \cdot \left(0{,}625 + \frac{0{,}8}{z}\right) \qquad (4)$$

Razele de racordare a flancurilor și la fundul dintelui roții de lanț:

$$R_{1min} = 0{,}505 \cdot d_1\ ;\ R_{2min} = 0{,}12 \cdot d_1 \cdot (z+2);\ R_{3min} = p \qquad (5)$$

Lățimea dintelui:

$$B_1 = (0{,}93 \ldots 0{,}95) \cdot a_{min} \qquad (6)$$

unde: z - numărul de dinți al roții, d_1 - diametrul nominal al rolei lanțului, mm, a_{min} - distanța minimă între eclisele interioare ale lanțului, mm.
Pentru viteze $v \le 8$ m/s, γ = 13°...17°, iar pentru viteze $v \ge 12$ m/s, γ = 19°.
Relațiile (1),(2)...(6) pot fi scrise atât pentru roata de lanț conducătoare 1, cât și pentru roata de lanț condusă 2.
Numărul minim de dinți al roții conducătoare z_1 depinde în principal de:

- *viteza lanțului:* dacă $v \le 2$ m/s, z_{1min} = 13...15, iar pentru viteze $v \ge 2$ m/s, $z_{1min} \ge 19$, și
- *raportul de transmitere*, $z_{1min} = 29 - 2 \cdot i$ și tabelul 1.

Numărul de dinți al roții conduse: $z_2 = i \cdot z_1$

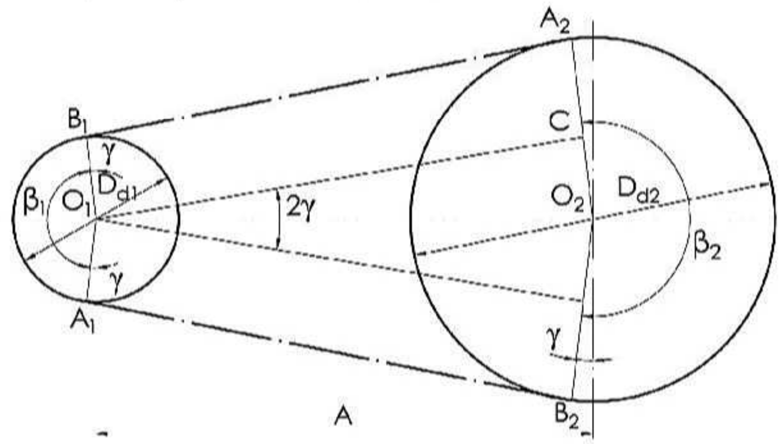


Fig. 3 *Geometria unei transmisii prin lanț*

2.3. Elemente de geometrie a transmisiei prin lanț cu bucşe şi role

Pentru ansamblul transmisiei, figura 3, se definesc următoarele caracteristici principale:

- raportul de transmitere, $u = D_{d2}/D_{d1} = i = z_2/z_1$;
- distanța necorectată dintre axe (valoare recomandată), $A = (20\ldots50)\cdot p$;
- unghiul de înclinare a transmisiei față de orizontală, φ;
- unghiul ramurii de lanț față de axa transmisiei:

  $\gamma = \arcsin((D_{d2} - D_{d1})/(2\cdot A))$;
- lungimea lanțului, $L = 2\cdot A + 0{,}5\cdot p\cdot (z_2 + z_1) + 0{,}25\cdot(z_2 - z_1)^2\cdot p^2/(\pi^2\cdot A)$,
- numărul total de zale, $X = L/p$.

Tabelul 1 *Numărul de dinți al roții conducătoare, z_1 [1]*

Lanț	Raportul de transmitere *i*					
	1…2	2…3	3…4	4…5	5…6	6
	Numărul de dinți z_1					
cu bucşe şi role	30…27	27…25	25…23	23…21	21…17	17…15
dințat	35…32	32…30	30…27	27…23	23…19	19…17
v ≥ 25 [m/s]	$35 \le z_1 \le 120$					

2.4. Elemente cinematice şi dinamice ale transmisiilor prin lanțuri

Solicitările din ramurile transmisiei sunt puternic influențate de efectele de greutate, inerție şi şoc. În ramura conducătoare forța totală este:

$$F_1 = F_u + F_{cf} + F_{g1} + F_{d1} \tag{7}$$

iar în ramura condusă:

$$F_2 = F_{cf} + F_{g2} + F_{d2} \tag{8}$$

unde: F_u este forța utilă, F_{cf} este forța centrifugă F_{g1} şi F_{g2} sunt forțele determinate de greutatea lanțului, iar F_{d1} şi F_{d2} sunt forțele dinamice.

Forța utilă din ramura conducătoare rezultă din condiția de transmitere a puterii:

$$F_u = \frac{2\cdot M_{t1(2)}}{D_{d1(2)}} \tag{9}$$

unde: $M_{t1(2)}$ - momentul de torsiune la arborele 1,(2) N·mm, iar $D_{d1(2)}$ - diametrul de divizare al roții 1,(2) mm.

Forța centrifugă F_{cf} ia în considerare efectele masice (centrifugale) datorate mişcării de rotație:

$$F_{cf} = q \cdot v^2 \tag{10}$$

unde: q - masa lanțului pe metru liniar, kg/m; iar v - viteza tangențială a lanțului, m/s.

Forțele de greutate depind şi de poziția transmisiei F_g:

$$F_g = k_p \cdot q \cdot A \tag{11}$$

unde: A - distanța între axe, m, iar k_p - factor de poziție, k_p = 10 la transmisiile în plan vertical şi k_p = 60 pentru transmisiile în plan orizontal.

Forțele dinamice F_d sunt provocate de efectul înfăşurării poligonale a lanțului pe roată şi sunt date ca mărime, direcție şi sens de accelerațiile longitudinale:

$$F_{d\,max} = a_{l\,max} \cdot \left(m_l + m_{red}\right) \tag{12}$$

unde: m_l este masa lanțului, iar m_{red} este masa redusă la nivelul roții conduse pentru elementele antrenate.

3. Modul de lucru

3.1. Identificarea lanțului

Utilizând notațiile din STAS 5174, [2] (tabelul 2), se măsoară următoarele elemente geometrice:

1) lățimile minime: a - între eclisele interioare, a_1- peste eclisele interioare, a_2 - între eclisele exterioare.

2) diametrul exterior al rolei, d_1;

3) cota d_{2R} peste 2 role pentru stabilirea pasului lanțului: $p = d_{2R} - d_1$, iar valoarea calculată se rotunjeşte la o valoare normalizată (tabelul 2).

Pe baza celor măsurate se identifică mărimea lanțului şi simbolul acestuia. Se extrag din STAS 5174 şi celelalte dimensiuni:

4) diametrul interior al bucşei, d_2;

5) lățimea eclisei interioară, b_1 şi exterioară, b_2;

6) lungimea finală a bolțului L_1;

Se extrag şi valorile menționate de STAS 5174 pentru:

- sarcina minimă de rupere S_{r1}, şi
- masa pe metru liniar.

3.2. Schița articulației lanțului

1) Se execută schița articulației lanțului cu precizarea dimensiunilor şi indicarea ajustajelor recomandate pentru următoarele îmbinări: bolț - bucşă, bucşă - rolă, bucşă - eclisă interioară, bolț - eclisă exterioară.
2) Se propun materialele şi tratamentele termice pentru elementele articulației.
3) Se discută posibilitățile de ungere ale fiecărei articulații şi natura regimului de ungere, [3].
4) Se calculează aria de strivire din articulația bucşă-bolț.

4. Aplicație

O transmisie mecanică a unui transportor cu bandă cuprinde un reductor de turație cu roți dințate cu raportul de transmitere $i_{RD1}=3{,}15$ şi $i_{RD2}=2{,}5$ urmată de un lanț de uz general cu role şi zale scurte (tabelul 2). Transmisia trebuie să asigure pe arborele condus o putere $P_2 = (5 + r)$ kW. Antrenarea se face cu un electromotor asincron cu turația de sincronism $n_1=750\cdot(1+r)$ rot/min. Roțile de lanț au numerele de dinți $z_1 = 19+2\cdot r$ şi $z_2 = 75$, iar distanța între axe este $A=40\cdot p$, $r\in\{0,1,2,3\}$.
Axele arborilor formează un plan orizontal.

a) Să se realizeze schița transmisiei cu precizarea turațiilor fiecărui arbore şi să se determine puterea necesară pentru motorul de acționare.
b) Folosind nomograma din figura 4 să se stabilească mărimea lanțului după care se extrag date principale menționate în STAS 5174 (tabelul 2).
c) Să se determine diametrele de divizare ale roților de lanț şi geometria profilului dinților roților de lanț.
d) Să se calculeze viteza lanțului şi să se discute soluțiile posibile de ungere a transmisiei prin lanț.
   Viteza medie de deplasare a lanțului $v=p\cdot z_1\cdot\dfrac{n_1}{60}$ m/s.
e) Să se determine: forța utilă, forța derivată din greutatea lanțului şi forța centrifugă.
f) Să se verifice lanțul la tracțiune considerând forțele utilă, de greutate şi centrifugă.

$$c_{st} = \frac{S_{r1}}{F_1} \geq 7$$

g) Să se verifice articulația lanțului la uzare.

$$\sigma_{strivire} = \frac{F_1 \cdot C}{j \cdot a_1 \cdot d_3} \le \sigma_{strivire_ad} \approx 40\,\text{MPa}$$

unde j reprezintă numărul de rânduri de zale, iar C este un coeficient dinamic global, [1], [4]. Se va admite $C = 3$.

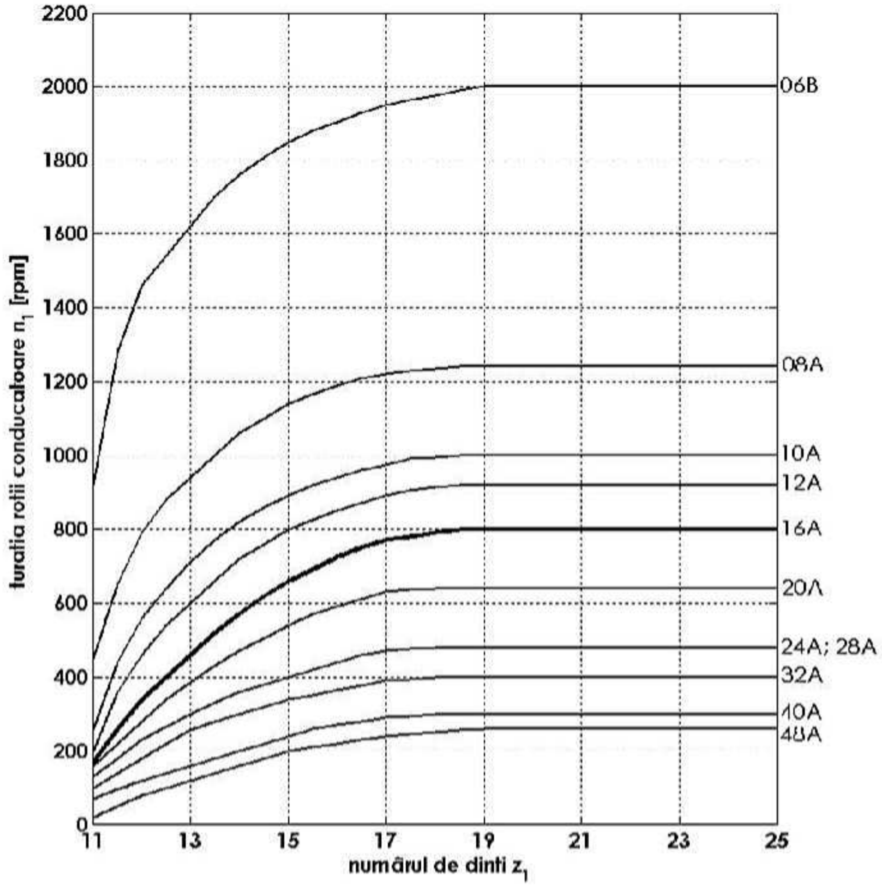


Fig. 4 *Relația de interdependență dintre numărul de dinți z_1 și turație n_1*

Bibliografie

1. Gafițanu, M., Crețu, S., Pavelescu D., ş.a., 1983, *Organe de maşini*, vol. II, Editura Tehnică, Bucureşti.
2. STAS 5174 - *Lanțuri de uz general cu role şi zale scurte.*
3. Olaru, D., 2002, *Fundamente de lubrificație*, Editura Gh. Asachi, Iaşi.
4. van Beek, A., 2009, *Advanced engineering design - lifetime performance and reliability*, Delft University of Technology, www.engineering-abc.com, www. werktuigbouw.nl

Tabelul 2 *Caracteristici pentru lanţul cu role şi zale scurte (extras din STAS 5174)*

Simbolul lanţului	Pasul		Sarcina minimă de rupere	Lăţimea minimă de rupere	Lăţimea peste eclisele interioare	Lăţimea între eclisele exterioare	Diametrul exterior al rolei	Diametrul interior al bucşei	Lăţimea eclisei		Bolţul		Masa pe metru liniar
									interioară	exterioară	Diametrul	Lungimea finală	
			S_{r1}	a_{min}	a_{1max}	a_{2min}	d_{1max}	d_{2min}	b_{1max}	b_{2max}	d_{3max}	L_{1max}	q
	mm	in	N	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg/m
05B	8,000	-	4600	3,00	4,77	4,90	5,00	2,36	7,11	7,11	2,31	8,60	0,18
06B 06BX	9,525	3/8"	9000 7500	5,72	8,53	8,66	6,35	3,33	8,26	8,26	3,28	13,50	0,40 0,40
08A 08AX	12,700	1/2"	14000 12000	7,95	11,18	11,31	7,95	4,01	12,07	10,41	3,96	18,80	0,60 0,60
08B 08BX	12,700	1/2"	18000 15000	7,75	11,30	11,43	8,51	4,50	11,81	10,92	4,45	17,00	0,70 0,70
10A 10AX	15,875	5/8"	22000 20000	9,53	13,84	13,97	10,16	5,13	15,09	13,03	5,08	21,18	1,00 1,00
10B 10BX	15,875	5/8"	23000 20000	9,65	13,28	13,41	10,16	5,13	14,73	13,72	5,08	19,60	0,95 0,95
12A 12AX	19,050	3/4"	32000 25000	12,70	17,75	17,88	11,91	5,99	18,08	15,62	5,94	26,90	1,52 1,52
12B 12BX	19,050	3/4"	30000 25000	11,68	15,62	15,75	12,07	5,77	16,13	16,13	5,72	22,70	1,25 1,25
16A 16AX	25,40	1"	60000 45000	15,88	22,61	22,74	15,88	7,97	21,13	20,83	7,92	33,50	2,60 2,60
20A 20AX	31,750	1 1/4"	89000 55000	19,05	27,46	27,59	19,05	9,58	30,18	26,04	9,53	41,10	3,85 3,85
24A 24AX	38,100	1 1/2"	127000 100000	25,40	35,46	35,59	22,23	11,15	36,20	31,24	11,10	50,80	5,90 5,90
28A 28AX	44,450	1 3/4"	172000 130000	25,10	37,19	37,32	25,40	12,75	42,24	36,45	12,70	54,90	7,50 7,50
32A 32AX	50,800	2"	227000 160000	31,75	45,21	45,34	28,58	14,32	48,26	41,60	14,27	65,50	9,90 9,90
40A 40AX	63,500	2 1/2"	354000 270000	38,10	34,89	55,02	39,30	10,89	60,33	52,07	19,84	80,30	17,20 17,20
48A 48AX	76,200	3"	510000 351000	47,63	67,82	67,95	47,83	23,86	72,39	62,48	23,80	95,50	22,60 22,60